

## 열 펌프의 식품 농축에의 이용 연구

박노현·김병삼·강통삼·신동화  
농수산물유통공사 종합식품연구원

### The Heat Pump Application to the Food Concentration

Noh-Hyun Park, Byeong-Sam Kim, Tong-Sam Kang and Dong-Hwa Shin

Food Research Institute/AFMC, Suwon

#### Abstract

The performance and applicability to food concentration of heat pump were investigated. During heating the water of spa from 43°C to 51°C, COP's of heat pump (R-12, 150 HP) were 4.03 at heating part and 3.5 at cooling part. And, the efficiency of compressor ( $\alpha$ ) was 0.477. While the city water was heated to 39°C by heat pump (R-22, 10 HP), its COP's were 3.0 at heating part and 1.87 at cooling part. During concentration sucrose solution by centrifugal evaporator (ALFA-LAVAL CO, CTIB) with heat pump, heat capacity for condensating water vapor was required greater 15% than the latent heat for concentrating and then the overall heat transfer coefficient was 1196 Kcal/m<sup>2</sup>. h. °C. When low temperature concentration (30-35°C, 28-40 Torr) of garlic extract was carried out by the water of 60°C and 15°C adjusted by heat pump, the ratio of heat capacity for concentrating vs. that for condensating of water vapor was 0.961.

#### 서 론

70년대 석유파동 이후 세계 각국에서는 에너지 절약을 위한 노력의 일환으로 태양열, 풍력, 조력 및 지열 등의 대체에너지 유효활용 정책과 폐열의 활용방안 및 고효율 기계 개발등에 대한 연구가 활발히 진행되어지고 있다. 산업부문의 에너지 절약은 폐열의 고효율회수 및 유효이용이 중요시되고 있는데, 지금까지 온도가 높고 회수가 용이한 폐열만을 대부분 회수하여 재이용하여왔다. 그러나, 보다 획기적인 에너지 절약을 위해서는 저온 폐열까지도 회수하여야 될 것이다. 따라서, 비교적 낮은 온도를 열원으로 하여 고효율의 열을 얻을 수 있는 열펌프가 최근에 들어 중요하게 인식되어 선진 15개국에서는 I.E.A.(International Energy Agency)라는 에너지협력기구를 1975년에 발족하여 회원국간의 열펌프 공동개발이 진행중에 있기도 하다.<sup>(1)</sup> 우리나라에서는 한국기계연구소, 한국동력자원연구소 및 KAIST등 연구기관에서 압축식 열펌프의 국산화, 흡수식 열펌프의 개발 및 지역집중난방등 집중적인 노력을 기울이고 있는 실정이다.<sup>(2)</sup>

열펌프의 이용은 에너지 소비감소로 인한 에너지자원 보존효과외에도 폐열이나 폐가스가 발생되지 않고, 도시 폐열등을 회수, 이용할 수 있는 등의 환경보존효과가 있기도 하다. 또한, 축열조와 결합하여 사용함으

로써, 전력의 효율적인 이용과 전력설비의 가동률 향상으로 인한 전력원가의 절감 및 안정효과등을 얻을 수 있다. 현재까지는 주로 가정용이나 건물의 냉난방과 급탕용으로 이용되고 있고 산업용으로는 증기압축식 혹은 흡수식 열펌프가 소수 이용중에 있다.

따라서, 본 연구는 식품산업부문에서의 열펌프의 이용도를 높이고자 국내에서 사용중인 압축식 열펌프를 식품 농축 장치에 조합하여 그 이용 가능성을 검토하였다.

#### 재료 및 방법

##### 재료

농축실험을 위한 시료는 설탕물과 마늘 추출액을 사용하였다.

설탕물은 설탕(丁社製)을 증류수에 녹여 4 brix로 농도를 조절하여 사용하였고, 마늘 추출액은 '86년에 수확된 생마늘을 박피한 후, 초핑하고 Mass Colloider (日本柳屋鐵工所, MK2A-0602)로 마쇄(140mesh)하였다. 다음에 콜로이드 상태의 마늘을 착즙용 고압 프레스를 이용하여 착즙한 후 25 brix로 조절하여 사용하였다.

##### 열펌프의 구조 및 원리

본 연구에 사용된 열펌프는 냉매 압축식 열펌프로

속초시 소재, 척산 온천(日本Zeneral社製)에서 사용되고 있는 물-물 방식의 열펌프(용량: 30HP×5대, 냉매: R-12)와 한국기계연구소가 제작한 동일한 원리의 열펌프(용량: 10HP, 냉매: R-22)이다.

열펌프는 Fig.1과 같은 사이클로 운전되었다. 즉, 압축기에서 압축된 고온고압의 냉매 가스는 응축기를 통과하면서 응축되고 이 때 발생하는 응축열에 의해 가열 수조내의 물을 순환펌프①에 의해 순환시킴으로써 승온시키게 된다. 한편, 응축된 냉매액은 팽창 밸브에서 교축현상을 일으키며 고압에서 저압의 흡열기에 보내지고, 이 때 흡열기내에서 필요한 증발열을 흡수함으로써 냉각 수조의 물을 순환펌프②에 의해 순환시키면서 냉각시키게 된다. 냉각용도가 필요치 않고 지하수가 풍부한 지역에서는 지하수로부터 증발열을 흡수하고 배수할 수도 있다. 이와 같이 운전하여 얻은 가열수와 냉각수는 펌프③, ④에 의해 필요한 공정으로 이송되어진다.

열펌프를 이용한 증발농축장치

열펌프를 가열과 냉각이 동시에 필요한 증발 농축 공정에 활용하고자, Fig.2와 같이 원심식증발기(CTIB, ALFA-LAVAL CO.)에 부착하여 실험하였다.

Fig.2는 원심식증발기와 열펌프 사이클을 조합시킨 농축 공정을 도시한 것이다. 농축 cone⑤를 회전시키면서 진공펌프⑫에 의해 cone내부의 진공도를 조절한다. 다음 가열수 순환펌프⑬로 열펌프①에서 만들어진 온수를 농축 cone의 보조 열교환기⑥에 공급하고, 펌프⑬에 의해 열교환기⑨를 거쳐 피농축물을 가온시키도록 하였다. 이 때, 피농축물의 이송은 원료 이송 펌프⑩에 의해 조절되고 농축액은 토출펌프⑪에 의해, 증기는 열교환기⑧을 통과하면서 열펌프①에 의해 조제된 냉각수에 의해 응축되어 응축수 펌프⑭에 의해 제

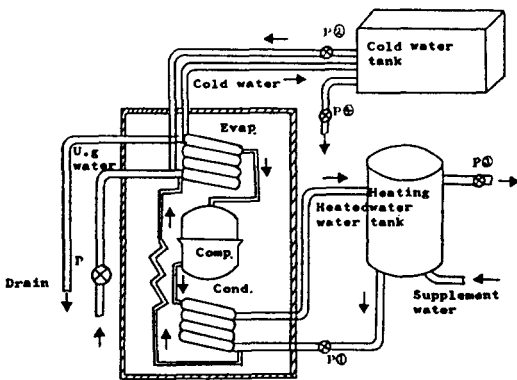


Fig. 1. Heat pump cycle of water-water type

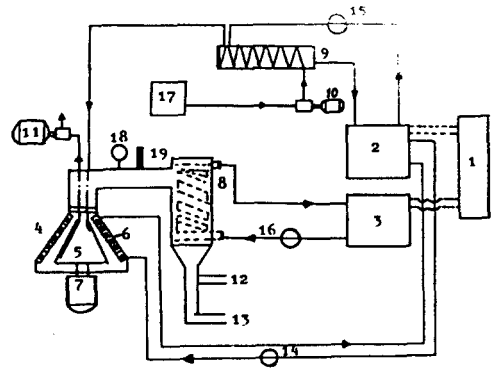


Fig. 2. General View of Centri-Therm Evaporator

1. Heat pump 2. Hot-water tank 3. Cold water tank 4. Evaporator 5. Cone 6. Sub-heat exchanger 7. Motor (1HP) 8. Condenser 9. Heat exchanger 10. Feeding pump 11. Discharging pump 12. Vacuum pump 13. Condensed water pump 14, 15. Hot-water pump 16. Cold water pump 17. Material tank 18. Vacuum gauge 19. Thermometer

거된다.

측정 및 계산

가. 압축식 열펌프의 성적계수<sup>(1)</sup>

실질적인 열펌프의 성적계수는 응축기와 증발기에 물을 순환시켜 열교환시 취득되는 열량과 압축기에 소비되는 전력량과의 비로 측정하였다.

가열측의 성적계수(COP<sub>h</sub>)는,

$$COP_h = \frac{H_c}{E} \dots\dots\dots (1)$$

을 이용하여 계산하였으며 여기서 H<sub>c</sub>(Kcal)는 응축기에 가한 열량, E(kwh)는 압축기에 소비된 전력량이며 1kwh당 860kcal를 기준으로 하였다.

냉각측의 성적계수(COP<sub>c</sub>)는,

$$COP_c = \frac{H_e}{E} \dots\dots\dots (2)$$

로 계산되었으며, H<sub>e</sub>(Kcal)는 증발기에 의한 냉각열량(Kcal)을 나타낸다.

열펌프 운전중 응축 및 증발온도 측정에 의한 성적계수(COP<sub>h</sub>)는,

$$COP_h = \alpha \frac{T_c}{(T_c - T_e)} \dots\dots\dots (3)$$

로 계산되며 여기서, α는 압축기의 효율, T<sub>c</sub>는 응축온도(K), T<sub>e</sub>는 증발온도(K)를 나타낸다.

열펌프에 의한 가열 및 냉각 열량은 응축기 및 증발기의 입구와 출구에 각각 K형 열전대(Chromel-Alumel)를 부착, 자동온도기록계에 의해 물의 온도를 측정하였으며 유량은 유량계(ASAHI CO.)를 이용하여

측정하였다.

나. 총괄열전달계수와 응축수 부하량의 계산<sup>(4)</sup>

응축과정중 피냉축물과 가열매체와의 총괄열전달계수(U)는 식(4)에 의해 측정하였다.

$$U = \frac{E \cdot r}{A \cdot (t_1 - t_2)} \text{ (Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C)} \dots\dots\dots (4)$$

여기서, E는 증발량(kg/h), r는 증발온도에서의 증발잠열(Kcal/kg), A는 가열면적(m<sup>2</sup>), t<sub>1</sub>, t<sub>2</sub>는 각각 가열매체와 피냉축물의 온도(°C)이다.

증발되는 증기를 응축하는데 필요한 냉각수 응축기의 부하량은 다음 식에 의해 계산되었다.

$$M = \frac{H_v - C_p(t_e - t_i)}{C_p(t_e - t_i)} \text{ (kg/h)} \dots\dots\dots (5)$$

여기서, H<sub>v</sub>는 배출되는 증기의 온도에 있어서의 증기의 엔탈피(Kcal/kg), C<sub>p</sub>는 물의 비열(Kcal/kg·°C), t<sub>e</sub>는 물의 응축기 출구온도(°C), t<sub>i</sub>는 입구온도, t<sub>i</sub>는 기준온도이다.

결과 및 고찰

열펌프의 성능

본 연구에 사용된 단단압축식 열펌프에서 가열측과 냉각측의 성적계수를 측정한 결과는 Table 1과 같다. 즉, 지하온천수를 일정한 수조에 저장한 후 30HP/대×5대의 압축식 열펌프에 의해 대당평균 261.1l/min의 유속으로 송수시킨 경우 냉매의 응축과정에서 응축열에 의해 46°C의 물이 51°C로 승온되었으며, 증발과정에서 발생하는 증발열에 의해 방에서 사용후 버리게 되는 37.2°C의 온천수를 평균 유속 114.0l/min로 송수시켜 냉매의 증발열로 활용한 다음 27.5°C로 냉각시켜 배수하였다.

가열 및 냉각에 따른 냉동기의 성적계수는 각각 4.03과 3.50으로 나타났다. 이는 보일러에 의한 가열 방식을 열펌프 방식에 대비한 2.34보다 1.69정도 높게 나타났다. 또한, 가열에 따른 압축기의 체적, 압축 및 기계 효율등을 고려한 냉동기의 압축기 효율(compressor efficiency)은 0.477로써 成田<sup>(5)</sup>이 제시한 일반 압축식 열펌프의 효율인 0.45~0.50와 잘 일치하였다.

이처럼 폐수중의 열을 증발흡열로써 이용하여 온천수의 온도를 상승시킬 수도 있으나<sup>(5)</sup>, 지하수가 풍부한 지역에서는 지하수중의 열을 증발흡열로써 활용하여 주택 및 건물의 난방에 이용하는 경우도 있다.<sup>(6)</sup> 多田<sup>(7)</sup>은 지열 에너지를 주택 난방에 이용코저 구리관을 1.8m의 길이로 매설하고 5HP의 냉동기에 연결시킨 경우 성적계수가 3.05정도였다고 하였다.

Table 2는 한국기계연구소에서 제작한 압축식 열펌프를 이용하여 가열 및 냉각중의 성능시험을 한 결과이다.

즉, 10HP의 압축기를 이용, 프레온22를 냉매로써 순환시켜 이 때 발생하는 증발열에 의해 지하수를 52.8l/min의 유속으로 송수시켜 열교환시킨 후 배수시켰고 응축열은 85.7l/min의 유속으로 물을 물탱크에서 순환 펌프로 순환시켜 가온시키는 데 이용하였다. 이때, 가열 및 냉각 효과는 평균 4°C였으며 가열측의 경우 3.0, 냉각측의 경우 1.87의 성적계수를 나타내었다. 그리고, 성적계수(COP)와 압축기 효율(α)은 응축기에 송수되는 물의 온도가 낮을수록 더 높게 나타났는데 이는 사용하는 냉매의 종류에 따라 적용 온도 범위가 다르기 때문인 것으로 여겨졌으며 본 실험에 있어 프레온22는 고온용 열펌프에는 부적합한 것으로 여겨졌다.

한국기계연구소에서 본 장치에 대하여 성능시험을

Table 1. Results of performance test of heat pump for heating water of a spa

No. of trial	Condenser (heating part)		Evaporator (cooling part)				Operating condition				Consumption of electrical power (kwh)	C.O.P of heating part	C.O.P of cool-part	Compressor efficiency (α)
	Temp. at inlet (°C)	Temp. at outlet (°C)	Feeding rate of water of a spa (l/min)	Acquired calorie (Kcal/hr)	Temp. at inlet (°C)	Temp. at outlet (°C)	Feeding rate of water of a spa (l/min)	Acquired calorie (Kcal/hr)	High pressure (kg/Cm <sup>2</sup> )	Low pressure (kg/cm <sup>2</sup> )				
1	46	51	260	78,000	37.2	27.5	114.5	66,348	13.5	4.5	22.1	4.10	3.49	0.485
2	46	50.8	262	75,456	37.2	27.6	115	66,240	13.4	4.4	22.1	3.97	3.48	0.469
3	46	51	260.5	78,150	37.1	27.5	114.7	66,067	13.5	4.5	22.2	4.09	3.46	0.484
4	46	50.9	261	76,734	37.1	27.4	115	66,930	13.5	4.4	22.3	4.00	3.49	0.473
5	46	50.8	262	75,456	37.2	27.4	115	67,620	13.5	4.4	21.9	4.01	3.59	0.473
Average	46	50.9	261.1	76,759	37.2	27.5	114.8	66,641	13.5	4.4	22.1	4.03	3.50	0.477

**Table 2. Results of performance test of compression type heat pump**

No. of trial	Condenser(heating part)				Evaporator(cooling part)				Operating condition		Consumption of electrical power (Kwh)	C.O.P of heating part	C.O.P of cooling part	Compressor efficiency (a)
	Water temp. at inlet (°C)	Water temp. at outlet (°C)	Feeding water rate (l/min)	Acquired calorie (Kcal)	Water temp. at inlet (°C)	Water temp. at outlet (°C)	Feeding water rate (l/min)	Acquired calorie (Kcal)	High pressure (kg/cm <sup>2</sup> )	Low pressure (kg/cm <sup>2</sup> )				
1	35	39	85.7	20,568	25	21	52.8	12,672	15	2.5	7.5	3.19	1.96	0.518
2	37	41	"	"	"	"	"	"	15.8	3.0	7.5	3.19	1.96	0.505
3	39	43	"	"	"	"	"	"	17	3.0	7.8	3.07	1.89	0.502
4	41	45	"	"	"	"	"	"	18.0	3.2	8.1	2.95	1.82	0.496
5	43.3	47	"	19,025	"	"	"	"	18.5	3.4	8.55	2.59	1.72	0.426
Average	39	43	85.7	20,259	25	21	52.8	12,672	16.9	3.0	7.89	3.0	1.87	0.491

한 결과에 따르면, (6) 응축기에 흡입 및 토출되는 물의 온도가 각각 17.9°C, 25.7°C일 때의 성적계수가 4.9로써 프레온22는 30°C 부근의 가열수용 열펌프 내지는 저온용 냉각장치의 냉매로서 적합한 것으로 여겨졌다. 또한, 열교환기의 성능 및 수질등이 열펌프의 효율에 영향을 미치므로 개발 및 수급측에서는 이러한 점들이 고려되어야 할 것이다.

**열펌프를 이용한 증발농축**

Table 1, 2와 같이 국내 열펌프에 대한 성능시험을 한 결과를 가열과 냉각을 동시에 필요로 하는 부문에 적용시킨다면 그 효율이 배가될 것이므로 식품 공업증에서 증발농축 공정에 그 이용 가능성을 검토하였다.

가. 열펌프에 의한 설탕물의 농축

Fig.2와 같은 열펌프와 조합된 농축 장치에 있어서

농축기의 cone⑤내에 가열수를 송수하지 않고 설탕물을 열교환시켜 가열한 후, 농축 cone에 이송시켜 증발되도록 하였다. 즉, 초기 농도 4brix의 설탕물 6kg을 증발 온도 32°C, 증발기 내의 압력 31Torr하에서 농축하여 최종적으로 8brix를 얻었으며 그 결과는 Table 3과 같다. 이 때, 평균 증발 잠열은 587.7Kcal/kg이 소비되었고, 평균 응축수량은 756g/10min이었다. 또, 증발되는 수증기를 응축시키는 데는 611.8Kcal/kg이 소비됨을 알 수 있었고, 증발에 필요한 가열량과 증발되는 수증기 응축 열량과의 비인 A/D는 평균 0.962로 나타났다. 이는 Table 1의 열펌프에 있어서의 응축열과 증발열의 비 1.15(=76,759Kcal÷66,641Kcal)와 점근된 수치로 열펌프에 의한 농축 장치는 열수지 측면에서 유리한 열 발생 장치로 여겨졌다.

수증기 응축에 필요한 열량은 식(5)에 의해 계산되

**Table 3. Results of concentration of sucrose solution by heat pump**

Checking time (min)	Evaporation temp. (°C)	Evaporation pressure (Torr)	Material temp. at the heat exchanger, inlet/outlet (°C)	Heated water temp. at the heat exchanger, inlet/outlet (°C)	Cold water temp. at the heat exchanger, inlet/outlet (°C)	Evaporation rate (B) (g/10min)	Sugar content (Brix)	The calorie of concentration(A) (Kcal)	(A)÷(B) = (C) (Kcal/kg)	The calorie of concentration(D) (Kcal)	A/D
0	31	31	28.5/57	60/56	16.5/25	-	4.0	-	-	-	-
10	32	31	30/56.5	60/56.5	16.5/26	750	4.6	454.5	606	450	1.01
20	32	31	31/57	60/57	16.5/26	760	5.3	445.5	586.2	475	0.938
30	32	31	31/56	60/56.5	16.5/25.5	760	6.4	441.0	580.3	462.5	0.954
40	32	31	31/56.5	60/56.5	16.5/26	755	8.0	436.5	578.1	462.5	0.944
Average	32	31	31/56.5	60/56.5	16.5/25.7	756	-	444.4	587.7	462.5	0.962

\* Heated water temperature: 60°C  
 Material feeding rate: 1.8 l/min  
 Heated water feeding rate at the heat exchanger: 14 l/min  
 Cold water feeding rate at the heat exchanger: 5.0 l/min

여지나 실제로는 비점 이하로 냉각되어지기 때문에 본 실험에서 수증기 응축 열량은 응축을 위한 가열량보다 다소 많이 소비됨으로써 압축식 열펌프의 이론식인  $COP_h = COP_c + 1$ 과는 정확히 일치할 수 없게 됨을 알 수 있다.

32°C의 저온응축에 필요한 증발잠열은 577Kcal/kg정도인데 초기에는 cone의 가열에 필요한 열량때문에 다소 높았으나 시간이 지남에 따라 서서히 낮아져 실제 증발잠열에 소요되는 열량에 접근됨을 알 수 있었다. 또한, cone의 총괄 열전달계수는 계산식에 의해 1196  $Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ 으로 스팀형의 코일식 혹은 단관증발기의 열전달계수인 750~2,000  $Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ 와 비슷한 효과를 얻을 수 있는 것으로 여겨졌다.

神谷一郎等<sup>(9)</sup>은 직접가압식증발장치(V,R,C)와 간접가압식증발장치(H,P,E)중, 40°C 이하의 저온응축용으로 간접가압식증발장치를 사용할 수 있음을 시사하였다. 이는 열펌프에서 발생하는 응축열과 증발열을 모두 농축시스템에 이용하는 것으로, 원료액을 냉매의 응축열량에 의해 열교환시킨후 분리장치(separator)에 이송시켜 농축되도록 하였다. 또, 증발에 의해 생성된 수증기의 응축은 증발기에 별도로 부착한 열교환기에 의해 응축되도록 한 시스템이다.

따라서, 기존의 스팀형 농축장치가 수증기 응축을 위해 많은 양은 지하수 혹은 시수를 배수하는 문제가 있었는데, 이러한 점에서 열펌프의 원리를 농축시스템에 적용시킨다면 열효율은 배가될 것이다.

나. 마늘추출액의 저온응축

Table 4는 농축기 cone의 가열부위⑩에 보조증발열원으로 1,25l/min의 유속으로 가열수를 송수하고 동시에 마늘추출액을 0,6l/min로 공급하여 원료가열용 열교환기에서 가온한 후 농축시험을 한 결과이다.

즉, Table 4와 같이 원심식농축장치의 가열부위⑩에 농축기의 성능을 향상시키기 위해 가열수보조열교환기를 부착하고 60°C의 가열수를 송수시키고 동시에 원료를 원료용열교환기에서 가열후 농축기에 이송시켰다. 이렇게하여, 농축온도 30,5°C, 증발기내 압력 28Torr의 조건에서 초기농도 27brix의 마늘추출액 13kg을 75분만에 49.2brix로 농축시킬 수 있었다. 이 때 소요된 평균농축잠열은 588,9Kcal/kg으로 30,5°C에 있어서의 증발잠열 579Kcal/kg보다 약간 높게 나타났는데, 이는 농축 cone을 보완하지 않아 외부로의 열손실이 있었기 때문인것으로 여겨졌다. 그리고, 응축에 소비된 열량은 평균 612,3Kcal/kg로 수증기 응축에 소비된 열량이 농축에 소비된 열량보다 다소 높았음을 알 수 있었다. 또한, 열펌프에의 적용도는 Table 3의 A/D 값 0.962와 유사한 0,961을 얻어 열펌프의 운전조건을 조절할 수 있었다.

따라서, 이러한 구조에 의해 저온응축을 한다면 농축품의 품질향상은 물론 에너지 절약 측면에 있어서 큰 효과가 기대될 수 있을 것이다.

요 약

고효율의 열발생장치인 열펌프중, 국내에서 이용중

Table 4. Results of low temperature concentration of garlic extract by heat pump

Checking time (min)	Evaporation temp. (°C)	Evaporation pressure (Torr)	Material temp. at the heat exchanger (inlet/outlet)	Heated water temp. at the heat exchanger inlet/outlet (°C)	Heated water temp. at the sub-heat exchanger inlet/outlet (°C)	Cold water temp. at the heat exchanger inlet/outlet (°C)	Exaporation rate (B) (g/15 min)	Sugar content (Brix) (°C)	The calorie of concentration at (Kcal)	(A)÷(B) = (C) (Kcal/kg)	The calorie of consumption at condensation (D) (Kcal)	A/D
0	30	28	26/46	60/50	60/30	16.8/22.5	—	27	—	—	—	—
15	30	28	26/46	60/50	60/30	16.8/22.5	1180.8	29.7	706.5	598.3	718.2	0.984
30	30	28	"	"	"	"	1198.1	33.0	"	589.7	"	"
45	31	28	27/46	"	60/31	"	1161.7	37.1	683.3	588.2	"	0.951
60	31	28	"	60/50.5	60/31	"	1160.1	42.3	678.8	585.1	718.2	0.945
75	31	28	"	"	"	"	1163.5	49.2	678.8	583.4	718.2	0.945
Average	30.5	28	26.5/46	60/50	60/30.5	16.8/22.5	1172.5	—	690.8	588.9	718.2	0.961

\* Heated water temperature: 60°C  
 Material feeding rate: 0.6 l/min  
 Heated water feeding rate at the heat exchanger: 2.5 l/min  
 Heated water feeding rate at the sub-heat exchanger: 1.25 l/min  
 Cold water feeding rate at the heat exchanger: 8.4 l/min

인 압축식 열펌프에 대해 성능시험 및 식품농축분야에 이용코자 실증시험을 하였다.

국내에서 43°C의 온천수를 51°C까지 가열하기 위해 설치, 운전중인 냉매압축식열펌프(프레온12, 150HP)의 성적계수는 가열측이 4.03, 냉각측이 3.5로 나타났으며, 압축기 효율( $\alpha$ )은 0.477이었다. 또, 압축식열펌프를 국산화하기 위해 개발된 10HP의 열펌프(프레온 22)에서 시수를 39°C까지 가열하는 경우의 성적계수는 가열측이 3.0, 냉각측이 1.87이었다.

원심식농축기( $\alpha$ -LAVAL, CT1B)에 열펌프를 부착한 후 설탕물의 농축실험을 한 결과, 수증기 응축에 소비된 열량이 농축에 필요한 증발잠열보다 15%정도 많이 소비되었고, 총괄열전달계수는  $1196 Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ 이었다. 또, 열펌프에서 제조되는 60°C와 15°C의 물을 열원으로 하여 마늘추출액을 저온농축(증발온도: 30~35°C, 진공도: 28~40Torr)한 결과 농축에 소비된 열량과 수증기 응축열량과의 비는 0.961로 나타나 열펌프의 냉매 응축열과 증발열이 열수지 조절이 용이한 조건이었다.

따라서, 열펌프의 식품농축 분야에의 적용성은 매우 좋은 것으로 나타났다.

## 문 헌

1. 日本冷凍空調工業會：調査 研究報告書, p.1(1984)
2. 조명재：한국동력자원연구소 연구보고서 KE-81 T-14, p.30(1984)
3. 成田勝彦：冷凍, 59(681), 26(1984)
4. ALFA-LAVAL：Instruction book, Centri-Therm CT1B-2
5. 佐野直：建築設備と配管工事, 12, 86(1982)
6. 今須賢一郎：冷凍, 58(671), 30(1983)
7. 多田昭：冷凍, 56(647), 55(1981)
8. 한국기계연구소：H.Y. System의 경제성 검토에 관한 연구. p.1(1983)
9. 神谷一郎, 金子博太郎：冷凍, 59(676), 37(1984)

(1987년 5월 8일 접수)